

Таблиця 2 – Величина спрацювання профілів зубців шестірни і колеса

Висота зубця, мм	Шестірна			Колесо		
	Початок	Середина	Кінець	Початок	Середина	Кінець
5	0,301	0,267	0,001	–	–	–
10	5,212	5,478	5,512	–	–	–
15	5,955	6,355	6,222	10,180	9,847	9,480
20	5,356	5,990	5,090	10,581	9,781	9,348
25	5,049	5,482	4,149	12,865	10,632	10,832
30	4,789	5,122	3,822	11,967	11,134	10,967
35	4,821	5,221	3,988	9,055	9,255	9,222
40	5,754	5,854	4,920	9,562	7,696	8,196
45	6,022	6,122	5,288	12,691	10,491	10,491
13	5,612	5,846	5,012	8,328	8,228	8,394

Для більшої наочності та зручності практичного використання за даними таблиці 2 побудовано графіки спрацювання робочих профілів зубців шестірни і колеса (рисунк 3), що дозволяють оцінити величину спрацювання робочих поверхонь зубців за їх висотою та довжиною, із яких випливає, що профіль зубців шестірни більше спрацьовується посередині довжини зубця, а профіль зубців колеса – на площині наближеної до торця, що підтверджує теоретичні положення, які наведено вище.

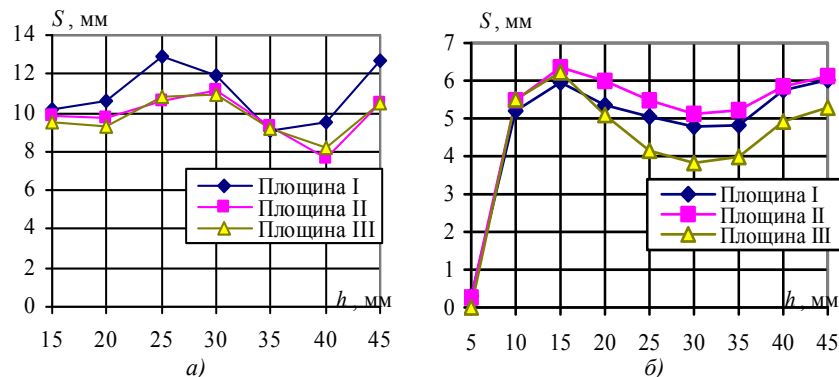


Рисунок 3 – Графіки спрацювань зубців: а) – шестірни; б) – колеса

Окрім того одержані графіки дозволяють установити залежності величини спрацювання зубців за їх висотою та довжиною. Вони підтверджують теоретичні положення стосовно більш інтенсивного спрацювання зубців шестірни біля їх кореня та біля вершин, в той час як зубці зубчастого вінця колеса більш інтенсивно спрацьовуються біля полюса зацеплення та вершин. Це підтверджується також оглядом інших пар зубчастих коліс млинів Ш-12, що відпрацювали свій термін.

Висновки.

Комп'ютерно-експериментальний метод уможливило пришивидшувати проведення кількісного аналізу спрацювань профілів зубчастих коліс і першою чергою великогабаритних передач важконавантажених механічних приводів.

Запропонована методика апробована на конкретному прикладі з визначенням величини і місця інтенсивнішого спрацювання зубців шестірни та колеса.

Отримані результати можуть бути підґрунтям для подальших досліджень і вони показують, що є необхідність у продовженні подібних робіт.

Список літератури: 1. Кириченко А.Ф., Павлов А.И. Зависимость между параметрами зацепления в эвольвентной передаче // Вісник НТУ "ХПІ". – Харків, 2006. – №22. – С.24–28. 2. Кириченко А.Ф., Павлов А.И. Проектирование и расчет геометрии зубчатых передач с эвольвентным зацеплением // Вестник НТУ "ХПІ". – Харьков, 2004. – №30. – С.153–157. 3. Малащенко В.О., Кравець І.С., Малащенко В.В. Спрацювання зубців великогабаритної зубчастої передачі млинів барабанного типу // Вісник НТУ "ХПІ". – Харків, 2007. – №21. – С.7–11. 4. Малащенко В.О., Кравець І.С., Сороківський О.І. Проблеми довговічності великогабаритних відкритих зубчастих передач вуглерозмелювальних млинів // Вісник НТУ "ХПІ". – Харків, 2006. – №22. – С.81–85. 5. Малащенко В.О., Куновський Г.П., Петренко П.Я., Сороківський О.І. Визначення глибини спрацювання зубців великогабаритної прямозубої передачі млинів // Збірник наукових праць асоціації "Автобус". – Вип.4. – Львів, 2000. – С.67–70. 6. Носко П.Л., Муховатий А.А., Шишова Н.В. Критерии работоспособности прямозубых цилиндрических передач с геометрией зубьев общего вида // СУНУ, Науковий журнал. – Луганск, 2003. – №12(70). – С.19–26. 7. Павлов А.И. Современная теория зубчатых зацеплений. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100с. 8. Шишов В.П., Носко П.Л., Ткач П.М., Філь П.В. Висконавантажені циліндричні передачі з двоопукло-угнутими зубцями. – Луганськ: СНУ ім. В.Даля, 2005. – 216с.

Надійшла в редколегію 24.05.09

УДК 621.833

П.Л. НОСКО, д.т.н., зав. каф. машиноведения ВНУ им. В. Даля, г. Луганск
А.В. ЧЕРНИКОВ, д.т.н., зав. каф. инженерной графики ХНАДУ "ХАДИ"
А.И. ПАВЛОВ, к.т.н., доц. каф. инженерной графики ХНАДУ "ХАДИ"

ПОСТРОЕНИЕ ЭВОЛЮТНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Розглядаються варіанти побудови передач з еволютним зацепленням, яке характеризується тим, що лінія зацеплення має еволюту. Вид еволютного зацеплення залежить від початкових умов (кута зацеплення в полюсі передачі) та величини коефіцієнту різноманітності.

Variants of construction of the evolute gearings which is characterized by that the line of gearing has an evolute are considered. The kind of the evolute gearings depends on entry conditions (a corner of gearing in a pole of transfer) and size of factor of a version.

Постановка вопроса. Зубчатое зацепление чаще всего определяется линией взаимодействия зубьев (линией зацепления) в плоскости зацепления. Если эта линия – прямая, то зацепление называется эвольвентным, а если –

дуга окружности, то зацепление называется циклоидальным. В этих двух случаях эволюта линии зацепления не существует, так как вырождается в точку. Поэтому упомянутые зацепления будем называть безэволютными. В остальных случаях зацепления будем называть эволютными, так как эволюта линии зацепления имеет место.

Цель работы – определить способы построения эволютных зацеплений.

Построение эволютного зацепления. Зацепление может считаться построенным, если известны либо линия зацепления, либо контур зуба инструмента. Для дифференциального уравнения зацепления в виде

$$y'' - \frac{y'(1+y'^2)}{ky' + x}, \quad (1)$$

Решение функции $y(x)$ можно записать как полином

$$y(x) = a_1x + a_3x^3 + a_5x^5 + a_7x^7, \quad (2)$$

Значения коэффициентов a_i уравнения (2) зависят от выбора начальных условий $y(0)$, $y'(0)$ и величины коэффициента разновидности k , некоторые значения которых приведены в таблице. Рассматривается только эволютное зацепление двухстороннее (ЭЗД). При этом начало координат помещено в полюсе передачи, угол зацепления в полюсе передачи $\alpha=15^\circ$ ($y(0)=0$, $y'(0)=\tan\alpha$), а величина коэффициента разновидности принята в пределах от 2 до 5. Степени полинома взяты только нечетные только потому, чтобы применить контур ЭЗД, симметрично относительно полюса передачи.

Геометрическая модель (по которой может быть получено наглядное изображение) зубчатого колеса построено с помощью программы AutoCad (рисунок 1). Вначале строится профиль одного зуба и создается массив зубьев на окружности впадин. Затем созданный контур выдавливается на толщину венца, достраиваются диск и ступица. Аналогично строится пространственная модель шестерни и производится их совмещения до касания по делительным окружностям.

Для анимированного изображения зубчатой передачи может применяться программа Inventor, где выполняются аналогичные действия. Это позволяет рассмотреть характер сопряжения передачи в любой фазе, исследовать возникающие напряжения, а также определить многопарность зацепления.

Выводы. В статье приведены варианты построения и графического изображения зубчатой передачи с эволютным зацеплением. Вариант передачи зависит от выбранного значения коэффициента разновидности, а изображение передачи – от выбранной компьютерной программы.

Таблица – Коэффициенты полинома, описывающего контур зуба рейки

$\alpha=15^\circ$ $k=$	x_i			
	$a_1=$	$a_3=$	$a_5=$	$a_7=$
2	0,353623	-0,034321	-0,017501	0,049669
3	0,348970	-0,098494	-0,021552	0,059871
4	0,346491	-0,131927	-0,023727	0,065334
5	0,344944	-0,153723	-0,025090	0,068751
$\alpha=16^\circ$ $k=$	x_i			
	$a_1=$	$a_3=$	$a_5=$	$a_7=$
2	0,345386	-0,0909686	-0,0235015	0,0656863
3	0,340982	-0,149902	-0,0273252	0,0759243
4	0,340379	-0,197275	-0,0267276	0,0987297
5	0,336500	-0,194272	-0,0316602	0,0770823
$\alpha=18^\circ$ $k=$	x_i			
	$a_1=$	$a_3=$	$a_5=$	$a_7=$
2	0,349505	-0,0625947	-0,0204984	0,0576724
3	0,344972	-0,124169	-0,0244400	0,0676026
4	0,347567	-0,203201	-0,0189634	0,1249840
5	0,343566	-0,200106	-0,0240610	0,1025210
$\alpha=20^\circ$ $k=$	x_i			
	$a_1=$	$a_3=$	$a_5=$	$a_7=$
2	0,353623	-0,0343207	-0,075012	0,0496691
3	0,348970	-0,0984945	-0,0215525	0,0598713
4	0,364491	-0,1319270	-0,0237271	0,0653338
5	0,344944	-0,1527230	-0,0250899	0,0687513

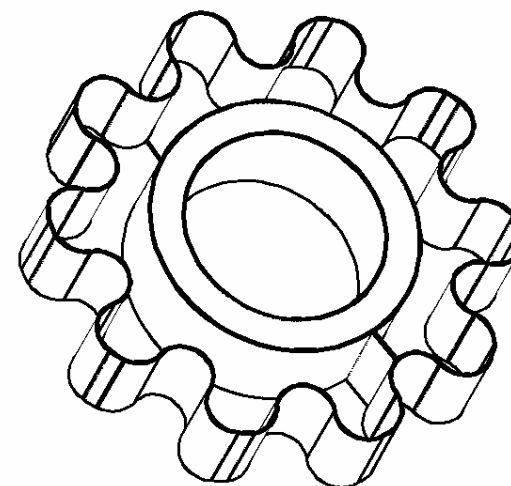


Рисунок 1 – Изображение зубчатого колеса в AutoCad

Список литературы. 1. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. М.: Наука. 1968. – 584с. 2. Павлов А.И. Современная теория зубчатых зацеплений. Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100с. 3. Павлов А.И. Контактное взаимодействие выпуклой и вогнутой поверхностей в зубчатом зацеплении // Вестник Харьковского национального технического университета "ХПИ". – Харьков, 2002. – Вып.10, т.2. – С.99-102.

Поступила в редколлегию 03.06.09

УДК 621.833

В.А. ПАВЛОВ, инженер ХНАДУ "ХАДИ"

ИНСТРУМЕНТ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЗУБЬЕВ ЭВОЛЮТНОЙ ПЕРЕДАЧИ.

Наведені результати розрахунків профіля зубців інструментальної рейки для виготовлення зубчастих коліс методом обкату.

Results of calculation of the racks structures for manufacturing cogwheels by a running method are resulted.

Постановка вопроса. Предлагаемое в работах [1-2] эволютное зацепление обладает рядом преимуществ по сравнению с существующими в промышленности. Однако внедрение в промышленности нового зацепления неоправданно затягивается.

Цель работы – спроектировать инструмент для изготовления зубьев передачи с эволютным зацеплением и предложить для внедрения его на производстве.

Вид инструмента для изготовления зубьев эволютной передачи зависит от выбранного метода зубообработки. Наиболее прогрессивным методом изготовления цилиндрических зубчатых колес является метод обкатки, а инструмент принимает форму червячной фрезы, размеры которой мало зависят от параметров передачи. Для изготовления конических зубчатых колес, например, с круговым зубом, применяется метод копирования. В этом случае инструмент имеет форму нарезаемого зуба.

Расчет профиля зуба инструментальной рейки производился путем решения дифференциального уравнения [1]

$$y'' = \frac{y'(1 + y'^2)}{ky'} \quad (1)$$

а решение приведено в виде полинома (таблица 1)

$$y = a_1x + a_3x^3 + a_5x^5 + a_7x^7. \quad (2)$$

Таблица 1 – Коэффициенты полиномов приближенных решений

α°	k	a_1	a_3	a_5	$-a_7$
15	1	0,267949	0,685515	-0,023226	0,241045
	2		0,259779	0,0134558	0,0218818
	3		0,184264	0,0129465	0,0288067
	4		0,141111	0,0101687	0,0220939
	5		0,114641	0,008447	0,0179301
16	1	0,286745	0,686706	0,0022785	0,243746
	2		0,266753	0,0136584	0,0222346
	3		0,188454	0,0131191	0,029323
	4		0,144017	0,0102959	0,0223966
	5		0,116836	0,0085443	0,0181617
18	1	0,324919	0,690378	0,0120218	0,1967360
	2		0,281274	0,0140689	0,0229508
	3		0,197135	0,0134873	0,030111
	4		0,150039	0,0105609	0,0230285
	5		0,121391	0,0087487	0,0186493
20	1	0,36397	0,722135	-0,010492	0,136646
	2		0,296802	0,0144931	0,0236933
	3		0,206366	0,0138768	0,031043
	4		0,156443	0,0108450	0,0237076
	5		0,126246	0,0089702	0,0191787

Расчет параметров профиля зуба инструмента (червячной фрезы) для передачи с единичным модулем приведен в таблице 2. Величина бокового зазора принята 0,2 модуля передачи. Таким образом, $h = m$, $s_1 = 1,55m$, $t_0 = \pi m$.

Таблица 2 – Координаты исходного профиля эволютных зацеплений при $k=2$

$X_i(k=2)$	Y_i			
	$\alpha=20^\circ$	$\alpha=18^\circ$	$\alpha=16^\circ$	$\alpha=15^\circ$
0,1	0,0384	0,03386	0,03009	0,02821
0,2	0,0823	0,07429	0,06583	0,06191
0,3	0,1305	0,11849	0,10533	0,10188
0,4	0,1854	0,16228	0,15329	0,14342
0,5	0,2446	0,22288	0,20213	0,19044
0,6	0,3094	0,28213	0,2558	0,24216
0,7	0,3785	0,34420	0,31317	0,297816
0,8	0,4542	0,41379	0,37618	0,35658
0,9	0,5310	0,48527	0,44201	0,42086
1,0	0,6177	0,56426	0,51253	0,48824